



(19) BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENT- UND  
MARKENAMT

(12) **Patentschrift**  
(10) DE 199 10 222 C 2

(51) Int. Cl. 7:  
**F01 D 19/02**  
G 05 D 23/19

(21) Aktenzeichen: 199 10 222.8-13  
(22) Anmeldetag: 9. 3. 1999  
(43) Offenlegungstag: 14. 9. 2000  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 28. 2. 2002

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

(23) Patentinhaber:

ABB Patent GmbH, 68526 Ladenburg, DE

(22) Erfinder:

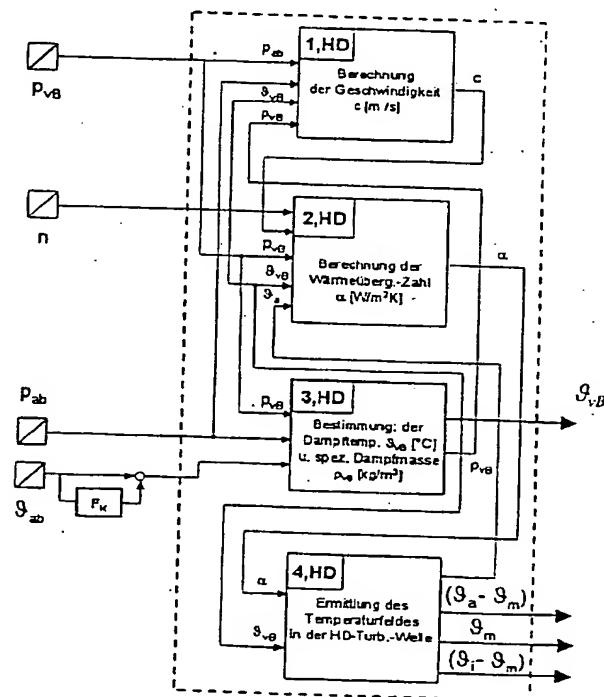
Sindelar, Rudolf, Dr.-Ing., 69493 Hirschberg, DE;  
Vogelbacher, Lothar, Dipl.-Ing., 68775 Ketsch, DE

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht  
gezogene Druckschriften:

US 45 58 227

(54) Verfahren und Einrichtung zur Bestimmung einer Dampftemperatur

(57) Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren und eine Einrichtung zur Bestimmung der Dampftemperatur ( $\theta_{vB}$ ) des Dampfes, der die kritische Stelle einer Dampturbinenwelle umspült, wobei die kritische Stelle überwiegend eine Stelle im Eingangsbereich in der Turbine oder eines betrachteten Turbinenabschnitts ohne Dampfentnahme ist. Das Verfahren und die Einrichtung lassen sich im Rahmen eines mittels eines Freilastrichters durchführbaren Verfahrens zur Bestimmung der thermischen Belastung der Dampturbinenwelle anstelle einer an der kritischen Stelle meßtechnisch erfaßten Oberflächentemperatur einsetzen. Die Bestimmung der Dampftemperatur ( $\theta_{vB}$ ) erfolgt durch nachstehendes Vorgehen: Messen der Abdampftemperatur ( $\theta_{ab}$ ) des Abdampfdruckes ( $p_{ab}$ ) und des Dampfdruckes vor der Beschaukelung ( $p_{vB}$ ); Ermitteln der Enthalpie des Abdampfes ( $h_{ab}$ ) auf der Grundlage der gemessenen Abdampfwerte ( $\theta_{ab}$ ,  $p_{ab}$ ); Bestimmung der spezifischen Masse des Abdampfes ( $\rho_{ab}$ ) und der spezifischen Masse des Dampfes vor der Beschaukelung ( $\rho_{vB}$ ); Bestimmen der Enthalpie des Dampfes vor der Beschaukelung ( $h_{vB}$ ) aus dem Dampfdruck vor der Beschaukelung ( $p_{vB}$ ) und der spezifischen Masse des Dampfes vor der Beschaukelung ( $\rho_{vB}$ ) und Bestimmen der Dampftemperatur ( $\theta_{vB}$ ) an der kritischen Stelle aus den Größen der Enthalpie des Dampfes vor der Beschaukelung ( $h_{vB}$ ) und dem gemessenen Dampfdruck vor der Beschaukelung ( $p_{vB}$ ).



## Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein Verfahren und eine Einrichtung zur Bestimmung der Dampftemperatur, die der Oberflächentemperatur an der kritischen Stelle einer dampfumspülten Dampfturbinenwelle entspricht, wobei die kritische Stelle eine Stelle im Eingangsbereich vor der ersten vollbeaufschlagten Beschauelung der Turbine oder eines betrachteten Turbinenabschnitts ohne Dampfentnahme ist.

[0002] Die Bestimmung der Oberflächentemperatur der Dampfturbinenwelle ist erforderlich zur Durchführung von Verfahren zur Ermittlung der Wärmebeanspruchung der Turbinenwelle als ein Spannungsanteil der Gesamtspannung im Rahmen eines Turbinen-Freilastrechners.

[0003] Ein Verfahren und Einrichtungen zur Ermittlung der Wärmebeanspruchung von Dampfturbinen sind beispielsweise bekannt aus der Firmendruckschrift HTDG 600 017D PROCONTROL, Turbomax 6, Überwachungseinrichtung für die thermische Beanspruchung von Dampfturbinen, herausgegeben von der Fa. BBC Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie, CH-5401 Baden/Schweiz im Jahr 1981. Als Mittel zur Erfassung der Oberflächentemperatur der Turbinenwelle wird dabei eine in das Turbinengehäuse cingebaute Anfahrsonde verwendet.

[0004] Nachteilig ist, daß die Einrichtung TURBOMAX praktisch nur bei neu konstruierten Turbinen eingesetzt werden kann, da sie auf der in den Dampfstrom in der Turbine eingetauchten speziellen Sonde basiert. Anhand der Sonde als physikalisches Modell der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  [W/m<sup>2</sup>K] zwischen dem strömenden Dampf und der Wellenoberfläche meßtechnisch erfaßt. Falls die genannte Sonde nicht eingesetzt werden kann, muß die Wärmeübergangszahl indirekt bestimmt bzw. anhand des gemessenen Dampfdruckes und der Dampftemperatur an der kritischen Stelle der Welle und der vorher ermittelten Dampfgeschwindigkeit  $c$  [m/s] berechnet werden. In den meisten Anwendungsfällen steht jedoch nur der gemessene Dampfdruck, nicht die Dampftemperatur zur Verfügung. Zur Bestimmung der Geschwindigkeit  $c$  wird die spezifische Dampfmasse gebraucht, die außer vom Dampfdruck auch von der – nicht gemessenen – Temperatur abhängt. Daher muß zunächst die Temperatur des die Welle bespülenden Dampfes nach einem geeigneten Verfahren berechnet bzw. bestimmt werden. Der Nachteil eines bisher dafür benutzten Berechnungsverfahrens besteht darin, daß die Dampftemperatur an der kritischen Stelle der Welle anhand der vorberechneten Durchfluß-Kennlinien der Turbinenregelventile bestimmt wird, die jedoch eine zumindest vierparametrische, in einem leittechnischen System schwierig zu realisierende Funktion darstellt. Falls eine Umleitstation zusätzlich zu den Turbinenregelventilen vorhanden ist, tritt noch der Hub der Umleitstation als ein weiterer, fünfter Parameter hinzu. Von der erreichbaren Genauigkeit der Bestimmung der Dampftemperatur zunächst abgesehen, besteht ein weiterer Nachteil dieses Verfahrens darin, daß nach jeder Revision die Kennlinie wenigstens experimentell verifiziert, wenn nicht sogar neu realisiert werden muß.

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren und eine zu dessen Durchführung geeignete Einrichtung anzugeben, die eine Bestimmung der Dampftemperatur und damit der Turbinenwelle-Oberflächentemperatur an einer als kritische Stelle bekannten Stelle einer Dampfturbinenwelle mit ausreichender Genauigkeit und geringem leittechnischem Aufwand, sowie ohne Temperaturmessung an der kritischen Stelle ermöglichen.

[0006] Diese Aufgabe wird durch ein Verfahren zur Bestimmung der Dampftemperatur an der kritischen Stelle ei-

ner Dampfturbine mit den im Anspruch 1 angegebenen Merkmalen gelöst.

[0007] Vorteilhafte Ausgestaltungen des Verfahrens sowie eine Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens sind in weiteren Ansprüchen angegeben.

[0008] Das erfindungsgemäße Verfahren und die zur Durchführung geeignete Einrichtung arbeiten mit regelmäßigt in Kraftwerksanlagen verfügbaren Meßdaten, nämlich mit dem Dampfdruck im Bereich der kritischen Stelle; dem Abdampfdruck und der Abdampftemperatur eines sich anschließenden Turbinenabschnitts mit vollbeaufschlagter Beschauelung. Die Ermittlung der gesuchten Temperatur erfolgt somit bei Turbinen mit Regelrad im wesentlichen rückwärts gerichtet aus Parametern des expandierten Dampfes.

[0009] Eine weitere Erläuterung erfolgt nachstehend anhand von Ausführungsbeispielen, die in Zeichnungsfiguren dargestellt sind.

[0010] Es zeigen:

[0011] Fig. 1 ein Flußdiagramm für die Berechnung der für die Wärmebeanspruchung einer HD-Turbinenwelle, im Fall einer HD-Turbine mit Regelrad (Düsengruppenregelung) der Temperatur an der kritischen Stelle und relevanten Temperaturdifferenzen,

[0012] Fig. 2 ein Flußdiagramm entsprechend Fig. 1, jedoch im Fall einer MD-Turbine mit Drosselregelung,

[0013] Fig. 3 Dampfexpansionskurven einer HD-Turbine mit Regelstufe (Düsengruppenregelung),

[0014] Fig. 4 ein Blockschaltbild für die Bestimmung der Dampftemperatur und der spezifischen Dampfmasse im Fall einer Dampfturbine mit Düsengruppenregelung,

[0015] Fig. 5 bis 7 einzelne Funktionsglieder aus dem Blockschaltbild gemäß Fig. 4, und

[0016] Fig. 8 ein Blockschaltbild entsprechend Fig. 4, jedoch im Fall einer Dampfturbine mit Drosselregelung,

[0017] Fig. 1 zeigt ein Flußdiagramm für die Berechnung der für die Wärmebeanspruchung einer Hochdruck(HD)-Turbinenwelle relevanten Dampftemperatur vor der Beschauelung ( $\vartheta_{vB}$ ) sowie der Temperaturdifferenzen ( $\vartheta_a - \vartheta_m$ ,  $\vartheta_i - \vartheta_m$ ). Das Beispiel bezieht sich auf den Fall einer HD-Turbine mit Regelrad (Düsengruppenregelung).

[0018] Das Flußdiagramm enthält vier Hauptblöcke, nämlich einen Block 1,HD zur Berechnung der Geschwindigkeit  $c$  des die Welle bespülenden Dampfes, einen Block 2,HD zur Berechnung der Wärmeübergangszahl  $\alpha$ , einen Block 3,HD zur Berechnung der Dampftemperatur  $\vartheta_{vB}$  und der spezifischen Dampfmasse  $\rho_{vB}$  an der kritischen Stelle, und einen Block 4,HD zur Ermittlung des Temperaturfeldes in der Turbinenwelle, also der Oberflächen-Wellentemperatur (Außen-)  $\vartheta_a$ , der mittleren Wellentemperatur  $\vartheta_m$  und der inneren Wellentemperatur  $\vartheta_i$ , sowie der Temperaturdifferenzen  $\vartheta_a - \vartheta_m$  und  $\vartheta_i - \vartheta_m$ .

[0019] Die Berechnung in den Blöcken 1,HD, 2,HD und 4,HD kann nach bekannten Verfahren erfolgen, so daß diese hier nicht weiter betrachtet werden müssen. Erfindungswesentlich sind der Aufbau und die Funktion des Blocks 3,HD, die anhand der Fig. 4 bis 7 noch erläutert werden.

[0020] Bei Turbinen mit Regelrad (Düsengruppenregelung) wird die Dampftemperatur  $\vartheta_{vB}$  an der kritischen Stelle der Welle, die im Bereich der Regelradkammer liegt, d. h. an der Stelle vor der ersten totalen Beschauelung einer Hochdruck-Turbine (HD-), anhand des in der Radkammer gemessenen Dampfdruckes  $p_{vB}$  und der verfügbaren Meßdaten Abdampfdruck  $p_{ab}$  und -temperatur  $\vartheta_{ab}$  bestimmt. Die relativ große Verzögerung des Temperatur-Meßsignals gegenüber dem tatsächlichen Verhalten der Dampftemperatur  $\vartheta_{ab}$  wird mittels eines ihm parallelgeschalteten Korrekturgliedes mit der Übertragungsfunktion  $F_K$  reduziert, so daß die Meß-

daten Temperatur  $\vartheta_{ab}$  und Druck  $p_{vB}$  praktisch die gleiche Dynamik aufweisen, welche die tatsächlichen physikalischen Größen in der Turbine haben.

[0021] Im Prinzip wird die Temperatur  $\vartheta_{vB}$  erfundsgemäß "rückwärts gerichtet", anhand der Parameter des expandierten Dampfes, also Abdampfes, und somit nicht in üblicher Vorwärtsrichtung anhand gemessener FD-Parameter  $p_{FD}$  und  $\vartheta_{FD}$ , des Turbinenregelventilhubs, der Umleitstationssöffnung und des Druckes in der Radkammer ermittelt. [0022] Die Größe der Temperatur  $\vartheta_{vB}$  in der Radkammer resultiert aus der Mischung der Dampfströme von unterschiedlichen Temperaturen aus den einzelnen Leitschaufel-Segmenten der o. a. Turbinenregelstufe und aus der Umleitung zu den Turbinenregelventilen. Durch das erfundsgemäße Verfahren wird eine on-line Bestimmung der Temperatur  $\vartheta_{vB}$  in der Radkammer für den ganzen Turbinen-Leistungsregelbereich aufgrund der schwierigen und relativ komplizierten und ungenauen Berechnung der einzelnen Massenströme und der Temperaturen nach der Dampfexpansion in den o. a. Segmenten mit dem Einsatz der o. a. Durchfluß-Kennlinien, erübriggt. Es ist nur ein Parameter zu bestimmen, nämlich der thermische Wirkungsgrad  $\eta_t$  des Turbinenabschnittes der HD-Turbine mit der totalen Beaufschafung, d. h. des Abschnittes nach dem Regelrad. Der Wirkungsgrad ist jedoch anhand der thermodynamischen Turbinenauslegung relativ genau bekannt. Er wird in den der Dampfexpansion im o. a. Turbinenabschnitt entsprechenden - Polytropenexponent  $k$  umgerechnet, wobei die Dampfparameter Druck  $p_{ab}$  und Temperatur  $\vartheta_{ab}$  als Meßdaten vorliegen. Aufgrund des thermodynamischen Gesetzes für eine polytropische Expansion wird zunächst die spezifische Masse  $\rho_{vB}$ , dann die Enthalpie  $h_{vB}$  und schließlich die gesuchte Temperatur  $\vartheta_{vB}$  vor der Dampfexpansion bestimmt.

[0023] Die unterschiedliche Schwierigkeit bei der Bestimmung der Dampftemperatur  $\vartheta_{vB}$  in der Radkammer nach dem bekannten vorwärtsgerichteten Verfahren (Vorgehenspfeil V) und dem erfundsgemäßen Verfahren (Vorgehenspfeil H) ist aus Fig. 3 ersichtlich: Der Einfachheit halber wird im dargestellten Beispiel eine Düsengruppenregelung nur mit drei Turbinenregelventilen im thermodynamischen Zustand abgebildet. Dieser Zustand ist durch die ersten zwei voll geöffneten Turbinenregelventile (1 und 2) und durch das teilweise geöffnete dritte Turbinenregelventil gekennzeichnet. Dargestellt sind die Expansionskurven ( $S_1 + S_2$ ) der ersten zwei Leitschaufel-Segmente und die Drossellinie des dritten Turbinenregelventils mit der anschließenden Expansionskurve des von ihm versorgten dritten Leitschaufel-Segments ( $S_3$ ). Weiterhin ist eine fiktive, in Wirklichkeit nicht bestehende Expansionskurve (A) abgebildet, anhand der das effektive und das isentropische Enthalpiegefälle der Regelstufe, d. h. der thermodynamische Wirkungsgrad der Regelstufe berechnet werden kann. Es wird gezeigt, daß die Temperatur  $\vartheta_{vB}$  das Resultat (mit Zustand im Punkt vB) der vermischten Massenströme m<sub>1</sub>, m<sub>2</sub>, m<sub>3</sub> aus den drei Leitschaufel-Segmenten mit den Temperaturen  $\vartheta_{S1}$ ,  $\vartheta_{S2}$  und  $\vartheta_{S3}$  ist.

[0024] Unten in Fig. 3 sind die zwei unterschiedlichen Vorgehens-Richtungen symbolisch abgebildet, in denen die Temperatur  $\vartheta_{vB}$  bestimmt wird: Es ist also die Richtung V, die von den FD-Parametern über die einzelnen, stets vom Turbinenregelventilhub abhängigen Expansionskurven, Ventildrosselungen, Mischung der Massenströme unterschiedlicher Temperatur zum Gegendruck (Radkammerdruck) führt, und die erfundsgemäße Richtung II, die vom gemessenen Zustand des Abdampfes eines vollbeaufschafelten Turbinenabschnitts mit den Dampfparametern entsprechend dem Punkt Ab in Fig. 3 ausgeht.

[0025] Bei diesem Verfahren müssen die Abdampf-Parameter nicht ausschließlich die Abdampfparameter der HD-Turbine sein. Es können auch Austrittsparameter eines Teiles der o. a. vollbeaufschafelten HD-Abschnittes verwendet werden, jedoch unmittelbar hinter der Regelstufe, falls diese auch gemessen werden. Der benötigte thermodynamische Wirkungsgrad  $\eta$  des vollbeaufschafelten Turbinenabschnittes läßt sich durch die Enthalpiegefälle ( $h_{vB} - h_{ab}$ ) und ( $h_{vB} - h_{ab,isent}$ ) (Index für "isentropisch") ermitteln.

[0026] Fig. 4 zeigt ein erfundungswesentliches Blockschaltbild zur Realisierung des in Fig. 1 enthaltenen Blockes 3,HD, mit dessen Hilfe die spezifische Masse im Punkt "vB" und im Punkt "Ab" (Fig. 3) gewonnen wird. Damit man die spezifische Masse des Dampfes in der Radkammer  $\rho_{vB}$  gewinnt, muß zunächst die spezifische Masse  $\rho_{ab}$  des Abdampfes, d. h. im Punkt "Ab", bestimmt werden. Sie wird anhand der vorher in einem Funktionsglied 4 berechneten Enthalpie  $h_{ab}$  und des gemessenen Druckes  $p_{ab}$  in einem Funktionsglied 1 berechnet. Die Enthalpie  $h_{ab}$  kann beispielsweise mit Hilfe des im ABB-Kraftwerkssystem PROCONTROL bereits enthaltenen 1. Funktions-Systembausteines (Typ 4, Fig. 4) gewonnen werden. Sein Austrittssignal Enthalpie ist abhängig von seinen zwei Eingängen, von  $p_{ab}$  und  $\vartheta_{ab}$ . Weiterhin wird aus folgender Beziehung für die polytropische Expansion die spezifische Masse  $\rho_{vB}$  berechnet, d. h. rückwärts aus dem Endzustand (Punkt Ab) des in der HD-Turbine expandierten Dampfes:

$$p_{vB}/p_{ab} = (\rho_{vB}/\rho_{ab})^k$$

$$\rho_{vB} = \left( \frac{p_{ab}}{p_{vB}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \rho_{ab}$$

wobei

$k$  der Polytropenexponent ist, der ermittelt wird nach

$$k = \frac{\chi}{1 + (\chi - 1) \cdot (1 - \eta_{th})}$$

$\chi$  der Isentropenexponent bei der Expansion ohne Verlust ist, und

$\eta_{th}$  der der thermische Wirkungsgrad des betrachteten Turbinenabschnitts ist.

[0027] Die auf diese Weise, mittels eines Funktionsgliedes 2, Fig. 4, gewonnene spezifische Masse  $\rho_{vB}$  und der gemessene Dampfdruck  $p_{vB}$  stellen zwei Eingänge eines Funktionsgliedes 3 in Fig. 4 dar. Sein Ausgangssignal wird als Sollwert  $h_{vB,soll}$  zu einem schnellen PI-Regler zugeführt. Das Funktionsglied 3 arbeitet nach der in Fig. 7 angegebenen mathematischen Beziehung für die Enthalpie  $h_{vB}$ . Der PI-Regler regelt die Enthalpie  $h_{vB}$  auf den Sollwert aus. Diese Regelgröße wird vom 2. Funktions-Systembaustein Enthalpie, ebenfalls vom Typ 4, geliefert, der im Prinzip die Regelstrecke im Regelkreis bildet. An seinem ersten Eingang wird der Meßwert Dampfdruck  $p_{vB}$  in der Radkammer und am zweiten Eingang das Ausgangssignal des PI-Reglers als Stellgröße aufgeschaltet. Da die Stellgröße gleichzeitig die physikalische Bedeutung einer Dampftemperatur hat, liefert die Stellgröße im Beharrungszustand des Regelkreises die gesuchte Temperatur  $\vartheta_{vB}$ , die der Enthalpie  $h_{vB}$  (=  $h_{vB,soll}$ ) und dem Druck  $p_{vB}$  entspricht. In den Fig. 5 bis 7 sind die Funktionen der Bausteine 1, 2 und 3 aus Fig. 4 detailliert angegeben. Das Resultat dieses Vorgehens ist die

Kenntnis der beiden nicht messbaren Dampfparameter  $\vartheta_{vB}$  und  $p_{vB}$ , die für die Bestimmung der o. a. Wärmeübergangszahl  $\alpha$  benötigt werden.

[0028] Die Fig. 2 und 8 beziehen sich auf einen Fall einer Turbine mit Drosselregelung.

[0029] Fig. 2 zeigt dabei ein ähnliches Flußdiagramm wie Fig. 1, jedoch für die entsprechenden Berechnungen im Fall einer Mitteldruck(MD)-Turbine mit Drosselregelung.

[0030] Fig. 8 zeigt für diesen Fall (Fig. 2) ein Blockschaltbild zur Realisierung der im Block 3, IID (Fig. 2) enthaltenen Funktionen.

[0031] Bei Turbinen mit Drosselregelung (alle Turbinenregelventile werden parallel verfahren) oder mit Regelrad, aber mit parallel verfahrenen Turbinenregelventilen (Drosselregelung) wird die Dampftemperatur hinter den Turbinenregelventilen (kritische Stelle der Welle) on-line aufgrund der gemessenen Dampfparameter (Druck und Temperatur) vor den Turbinenregelventilen und des gemessenen Dampfdrückes hinter den Turbinenregelventilen bestimmt. Ein Beispiel auf die Drosselregelung stellt eine MD-Turbine (ein Turbosatz mit Zwischenüberhitzung) mit deren Abfangventilen dar. Die Ermittlung der Dampftemperatur  $\vartheta_{vB}$  hinter den Abfangventilen bzw. vor der Turbinenbeschauflung erfolgt nach der anhand des Blockschaltbilds, Fig. 8 nachstehend erläuterten Wcisc.

[0032] Mit der Hilfe des bereits anhand der Fig. 4 beschriebenen und auch hier verwendeten 1. Funktionsbausteins vom Typ 4 wird zunächst die Enthalpie vor der Turbine  $h_{MD} = h_{MD} (p_{MD}, \vartheta_{MD})$  berechnet. Angesichts der Tatsache, daß die Enthalpie nach der Drosselung konstant bleibt ( $h_{MD} = h_{vB}$ ), kann die gewonnene Enthalpie als Enthalpiesollwert  $h_{vB,soll}$  zu einem schnellen PI-Regler zugeführt werden. Die Regelstrecke im Regelkreis stellt der 2. Funktionsbaustein "Enthalpie" vom Typ 4 dar, diesmal jedoch mit dem gemessenen Dampfdruck  $p_{vB}$  als einem der zwei Eingänge. Sein zweiter Eingang hat die physikalische Bedeutung einer Dampftemperatur, im betrachteten Fall der von  $\vartheta_{vB}$ . Sie stellt die Stellgröße im Regelkreis dar. Da sich der Regelvorgang im Vergleich zu der Dynamik des Dampfdrückes durch eine schnellere Dynamik auszeichnet, liegt stets der richtige, zum geänderten Druck entsprechende Wert der Stellgröße Temperatur  $\vartheta_{vB}$  an der kritischen Stelle der Welle vor. Die Bestimmung der spezifischen Masse  $\rho_{vB}$  erfolgt mit dem Funktionsglied 1 nach der in Fig. 5 angegebenen Funktion 1, wie im Falle einer Turbine mit der Düsengruppenregelung, d. h. mit den Eingängen Druck  $p_{vB}$  und Enthalpie  $h_{vB} = h_{MD,T}$  und dem Ausgang spezifische Masse  $\rho_{vB}$ .

[0033] Nachstehend wird noch erläutert, wie die Aufhebung einer großen Verzögerung im Meßsignal Temperatur im Vergleich zur Verzögerung im Meßsignal Druck erfolgen kann.

[0034] Im Flußbild gemäß Fig. 1 und 2 ist jeweils die Schaltung eines parallel angeordneten Gliedes  $F_k$  mit dynamischem Verhalten zum Meßsignal Temperatur abgebildet. Die Übertragungsfunktion des Gliedes  $F_k$  und die Beziehung für die Berechnung des Parameters  $T_x$  anhand der bekannten Zeitkonstanten der Temperaturmeßeinrichtung  $T_\vartheta$  und der Druckmeßeinrichtung  $T_p$  sind folgende:

$$F_K = \frac{T_x s}{T_p s + 1}, \quad T_x = T_\vartheta - T_p$$

[0035] Mit Hilfe der Schaltung in Fig. 1 bzw. Fig. 2 wird eine relativ große Zeitkonstante ( $T_x$ ) der Temperaturnmessung auf die Zeitkonstante ( $T_p$ ) der Druckmessung reduziert

bzw. angepaßt. Sollte auch die Zeitkonstante  $T_p$  der Druckmessung für den hier verfolgten Zweck als unvertretbar groß angesehen werden, wird sie auf die zuletzt beschriebene Weise zunächst reduziert und erst dann wird die Zeitkonstante  $T_\vartheta$  der Temperaturnmessung auf die bereits reduzierte Konstante der Druckmessung abgeglichen. Der Grund für dieses vorgehen ist die Anpassung der Dynamik der gemessenen Parameter Druck und Temperatur an die Dynamik der tatsächlichen physikalischen Größen in der Turbine,

10 welche praktisch die gleiche Dynamik bei der Dampfzustandsänderung aufweisen.

#### Patentansprüche

1. Verfahren zur Bestimmung einer Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ), die

der Oberflächentemperatur an der kritischen Stelle einer dampfumspülten Dampfturbinenwelle entspricht, wobei die kritische Stelle eine Stelle im Eingangsbeispiel der Turbine oder eines betrachteten Turbinenabschnitts ohne Dampfentnahme ist, und im Rahmen eines mittels eines Freilastrichters durchführbaren Verfahrens zur Bestimmung der thermischen Belastung der Dampfturbinenwelle anstelle einer an der kritischen Stelle meßtechnisch erfaßten Oberflächentemperatur einsetzbar ist,

wobei die Bestimmung der Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ) durch nachstehendes Vorgehen erfolgt:

- Messen der Abdampftemperatur ( $\vartheta_{ab}$ ),
- Messen des Abdampfdrucks ( $p_{ab}$ ),
- Messen des Dampfdrucks an der kritischen Stelle ( $p_{vB}$ ),
- Ermitteln der Enthalpie des Abdampfes ( $h_{ab}$ ) auf der Grundlage der gemessenen Abdampfwerte ( $\vartheta_{ab}, p_{ab}$ ),
- Bestimmung der spezifischen Masse des Abdampfes ( $\rho_{ab}$ ),
- Bestimmung der spezifischen Masse des Dampfes vor der Beschauflung ( $\rho_{vB}$ ) nach der Beziehung

$$\rho_{vB} = \left( \frac{p_{ab}}{p_{vB}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \rho_{ab}$$

wobei

$k$  der Polytopenexponent ist, der ermittelt wird nach

$$k = \frac{\chi}{1 + (\chi - 1) \cdot (1 - \eta_{th})}$$

$\chi$  der Isentropenexponent bei der Expansion ohne Verlust ist, und

$\eta_{th}$  der thermische Wirkungsgrad des betrachteten Turbinenabschnitts ist,

g) Bestimmen der Enthalpie des Dampfes vor der Beschauflung ( $h_{vB}$ ) aus dem Dampfdruck vor der Beschauflung ( $p_{vB}$ ) und der spezifischen Masse des Dampfes vor der Beschauflung ( $\rho_{vB}$ ), und

h) Bestimmen der Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ) an der kritischen Stelle aus den Größen Enthalpie des Dampfes vor der Beschauflung ( $h_{vB}$ ) und dem gemessenen Dampfdruck vor der Beschauflung ( $p_{vB}$ ).

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bestimmung der Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ) an der kritischen Stelle aus den Größen Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) und dem gemessenen Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) anhand eines Bausteins, der als Ausgang die Größe Enthalpie des Dampfes hat, die zugleich die Regelgröße in einem Regelkreis mit PI-Regler ist, wobei die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) als Sollwert ( $h_{vB,soll}$ ) verwendet wird, aus dem gemessenen Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) und der gesuchten Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ) an der kritischen Stelle die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) bestimmt wird, und die Dampftemperatur ( $\vartheta_{vB}$ ) an der kritischen Stelle die Stellgröße des PI-Reglers ist. 15

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Fall einer Drosselregelung die Ermittlung der Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) anhand der gemessenen Druck- und Temperaturwerte ( $p_{vB}, \vartheta_{vB}$ ) berechnet wird. 20

4. Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein Block (3,HD) zur Bestimmung der Dampftemperatur vor der Beschaufelung einer Dampfturbine ( $\vartheta_{vB}$ ) und der spezifischen Dampfmasse vor der Beschaufelung ( $\rho_{vB}$ ) im Fall einer Dampfturbine mit Düsengruppenregelung vorhanden ist, der enthält:

- a) einen 1. Funktions-Systembaustein (Typ 4), dem die Meßwerte Abdampfdruck ( $p_{ab}$ ) und Abdampftemperatur ( $\vartheta_{ab}$ ) zugeführt sind, und der die Enthalpie des Abdampfes ( $h_{ab}$ ) ermittelt, 30
- b) einem dem 1. Funktions-Systembaustein (Typ 4) nachgeschaltetes erstes Funktionsglied (1), dem die ermittelte Enthalpie des Abdampfes ( $h_{ab}$ ) und der Meßwert Abdampfdruck ( $p_{ab}$ ) zugeführt sind, und der die spezifische Masse des Abdampfes ( $\rho_{ab}$ ) ermittelt, 35
- c) ein zwölftes Funktionsglied (2), dem die Meßwerte Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) und Abdampfdruck ( $p_{ab}$ ), die ermittelte spezifische Masse des Abdampfes ( $\rho_{ab}$ ) und ein Polytropkoeffizient ( $k$ ) als Konstante zugeführt sind, und der die gesuchte spezifische Dampfmasse vor der Beschaufelung ( $\rho_{ab}$ ) ermittelt, 40
- d) ein drittes Funktionsglied (3), dem der Meßwert Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) und der ermittelte spezifische Dampfmasse vor der Beschaufelung ( $\rho_{ab}$ ) zugeführt sind, und der die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB,soll}$ ) als Sollwert ermittelt, 45
- e) einem Regelkreis mit einem PI-Regler und einem 2. Funktions-Systembaustein (Typ 4), wobei der PI-Regler die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) auf dem vom dritten Funktionsglied (3) gelieferten Sollwert ( $h_{vB,soll}$ ) ausregelt, Eingangswerte des 2. Funktions-Systembaustins (Typ 4) das Augangssignal des PI-Reglers und der gemessene Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) sind, und wobei im Beharrungszustand des Regelkreises das Ausgangssignal des PI-Reglers die gesuchte Dampftemperatur vor der Beschaufelung ( $\vartheta_{vB}$ ) ist. 55

5. Einrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Funktionsglied (1) für die Durchführung der Funktion  $\rho_{ab} = (446,235 p_{ab} - 360,34)/(h_{ab} - 1908,126)$  eingerichtet ist. 65

6. Einrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch ge-

kennzeichnet, daß das zweite Funktionsglied (2) dafür eingerichtet ist, die Bestimmung der spezifischen Masse des Dampfes vor der Beschaufelung ( $\rho_{vB}$ ) nach nachstehender mathematischer Beziehung durchzuführen:

$$\rho_{vB} = \left( \frac{p_{ab}}{p_{vB}} \right)^{\frac{1}{k}} \cdot \rho_{ab} \quad (1)$$

wobei

$k$  der Polytropenexponent ist, der ermittelt wird nach

$$k = \frac{\chi}{1 + (\chi - 1) \cdot (1 - \eta_{th})} \quad (2)$$

$\chi$  der Isentropenexponent bei der Expansion ohne Verlust ist, und

$\eta_{th}$  der thermische Wirkungsgrad des betrachteten Turbinenabschnitts ist.

7. Einrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß das dritte Funktionsglied (3) dafür eingerichtet ist, die nachstehende Funktion durchzuführen:  $h_{vB,soll} = [446,235 p_{vB} - 360,34]/\rho_{vB} + 1908,126$ .

8. Einrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein Block (3,HD) zur Bestimmung der Dampftemperatur vor der Beschaufelung einer Dampfturbine ( $\vartheta_{vB}$ ) und der spezifischen Dampfmasse vor der Beschaufelung ( $\rho_{vB}$ ) im Fall einer Dampfturbine mit Düsengruppenregelung vorhanden ist, der enthält:

- a) einen 1. Funktions-Systembaustein (Typ 4), dem die Meßwerte Dampftemperatur ( $\vartheta_{MD-T}$ ) und Dampfdruck ( $p_{MD-T}$ ) vor den Turbinenregelventilen zugeführt sind, und der die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB,soll} = h_{MD-T}$ ) ermittelt,
- b) ein dem 1. Funktions-Systembaustein (Typ 4) nachgeschaltetes erstes Funktionsglied (1), dem die ermittelte Enthalpie ( $h_{MD-T}$ ) und der Meßwert Dampfdruck hinter den Turbinenregelventilen, also vor der Beschaufelung ( $p_{vB,MD-T}$ ) zugeführt sind, und der die gesuchte spezifische Masse des Dampfes vor der Beschaufelung ( $\rho_{vB} = \rho_{vB,MD-T}$ ) ermittelt, und
- c) einen Regelkreis mit einem PI-Regler und einem 2. Funktions-Systembaustein (Typ 4), wobei der PI-Regler die Enthalpie des Dampfes vor der Beschaufelung ( $h_{vB}$ ) auf den vom 1. Funktions-Systembaustein (Typ 4) gelieferten Sollwert ( $h_{vB,soll}$ ) ausregelt, Eingangswerte des 2. Funktions-Systembaustins (Typ 4) der gemessene Dampfdruck vor der Beschaufelung ( $p_{vB}$ ) und das Ausgangssignal des PI-Reglers sind, und wobei im Beharrungszustand des Regelkreises das Ausgangssignal des PI-Reglers die gesuchte Dampftemperatur vor der Beschaufelung ( $\vartheta_{vB}$ ) ist.

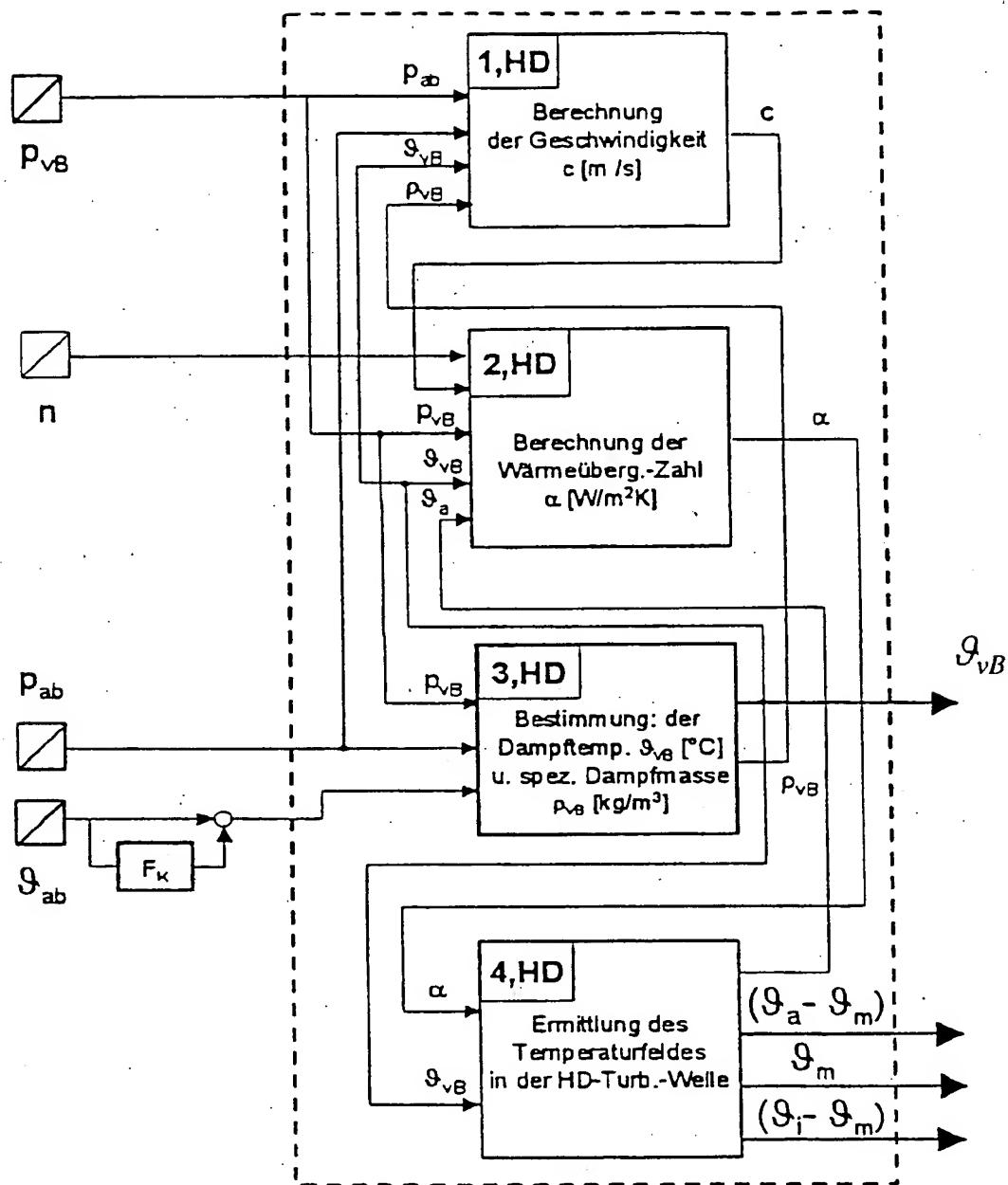


Fig. 1

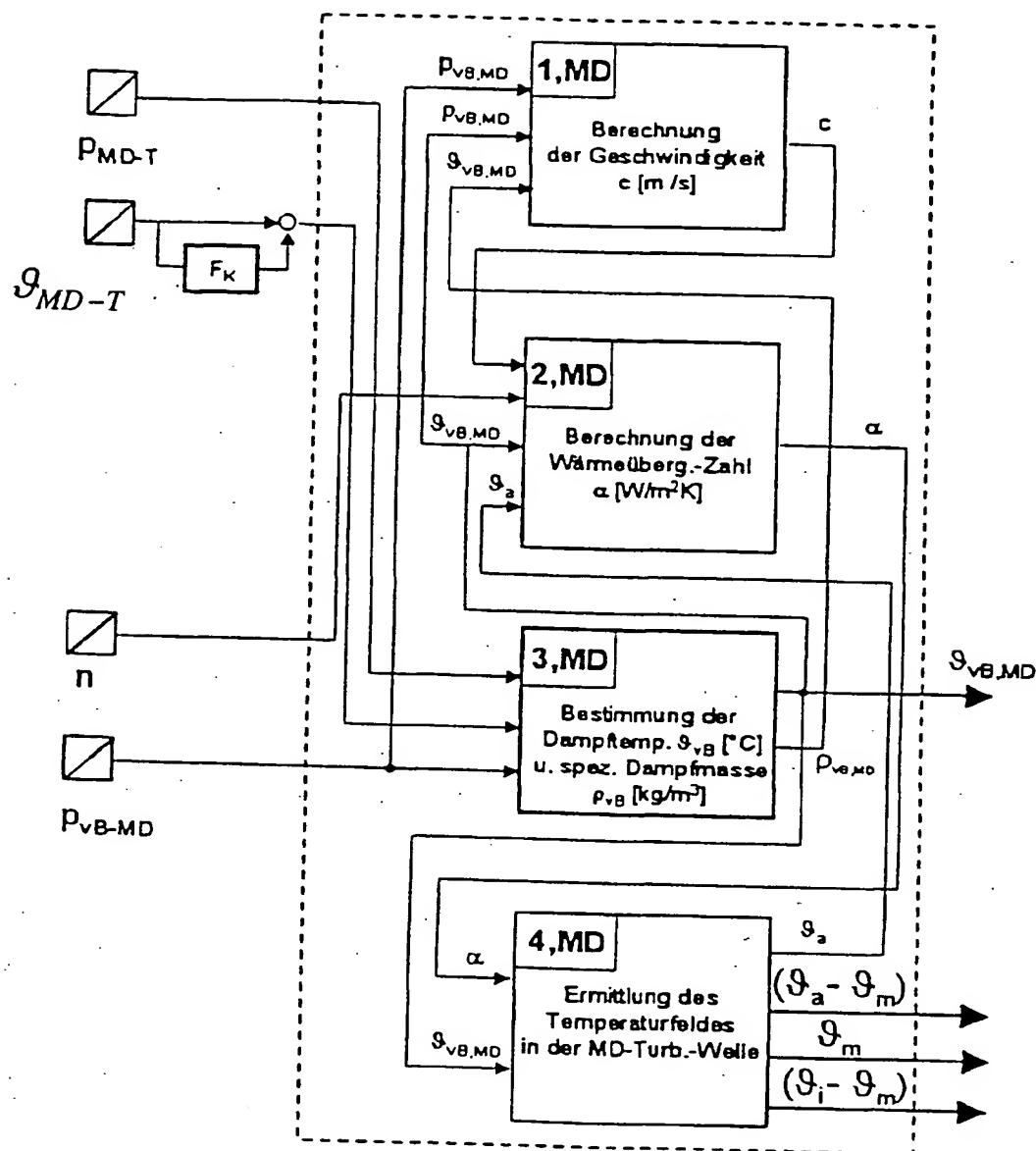
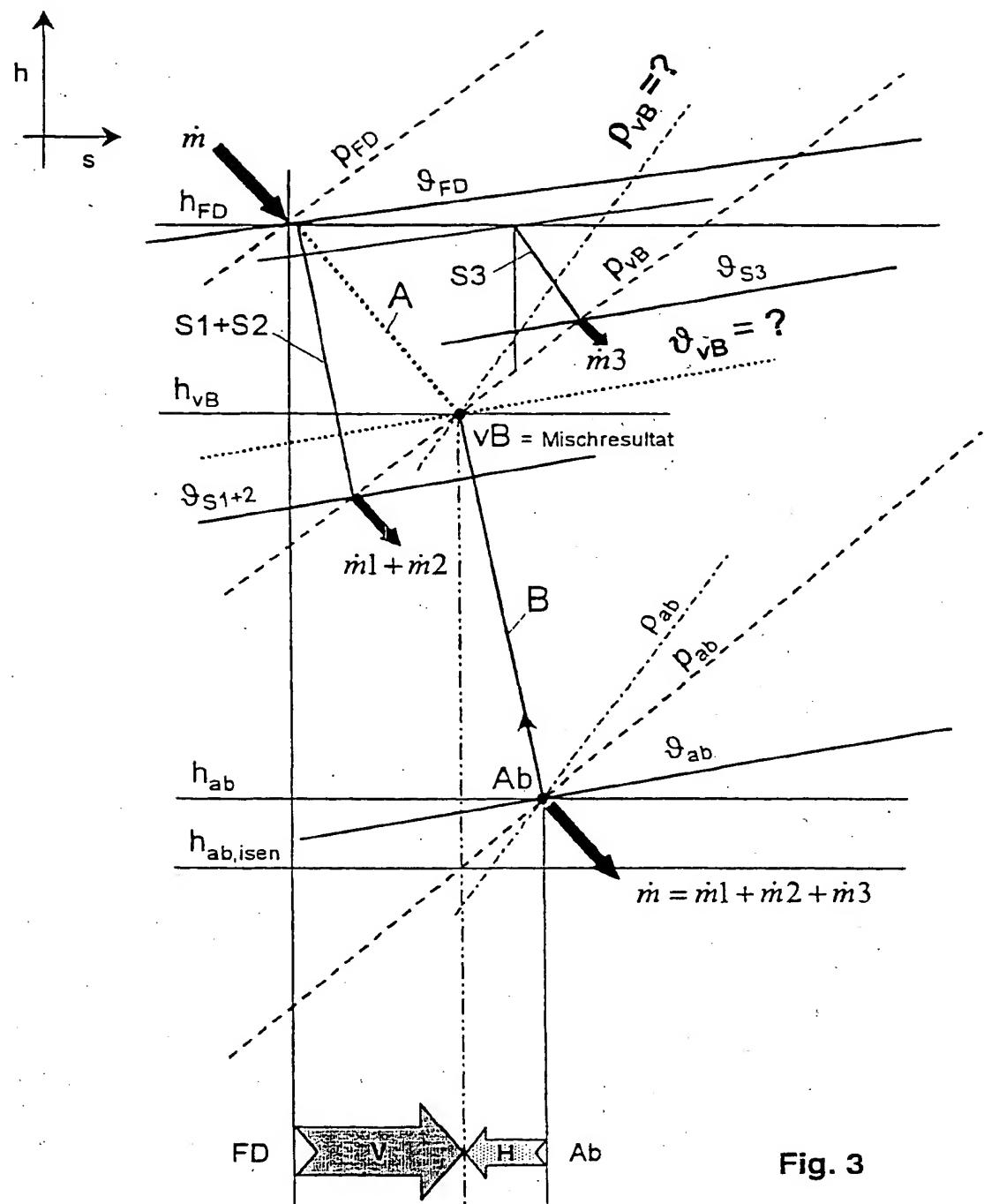


Fig. 2



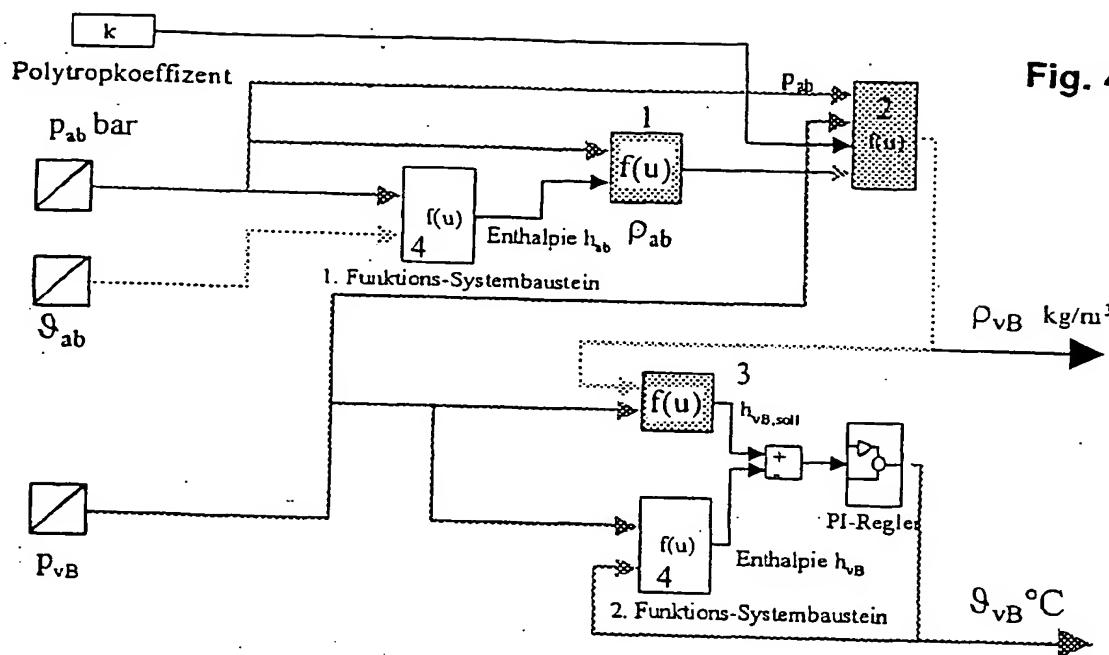
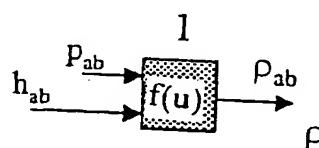


Fig. 4



Funktion 1:

$$p_{ab} = (446,235 p_{ab} - 360,34) / (h_{ab} - 1908,126)$$

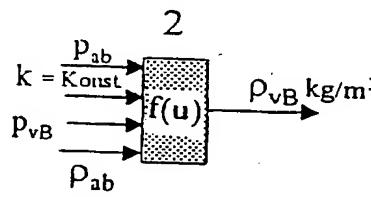


Fig. 6

Funktion 2:

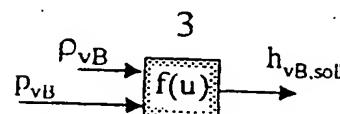
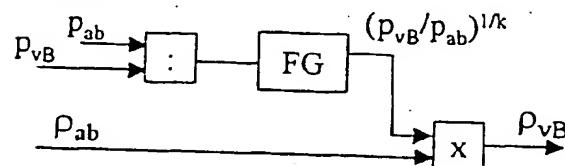


Fig. 7

Funktion 3:

$$h_{vB,soll} = [(446,235 p_{vB} - 360,34) / p_{vB}] + 1908,126$$

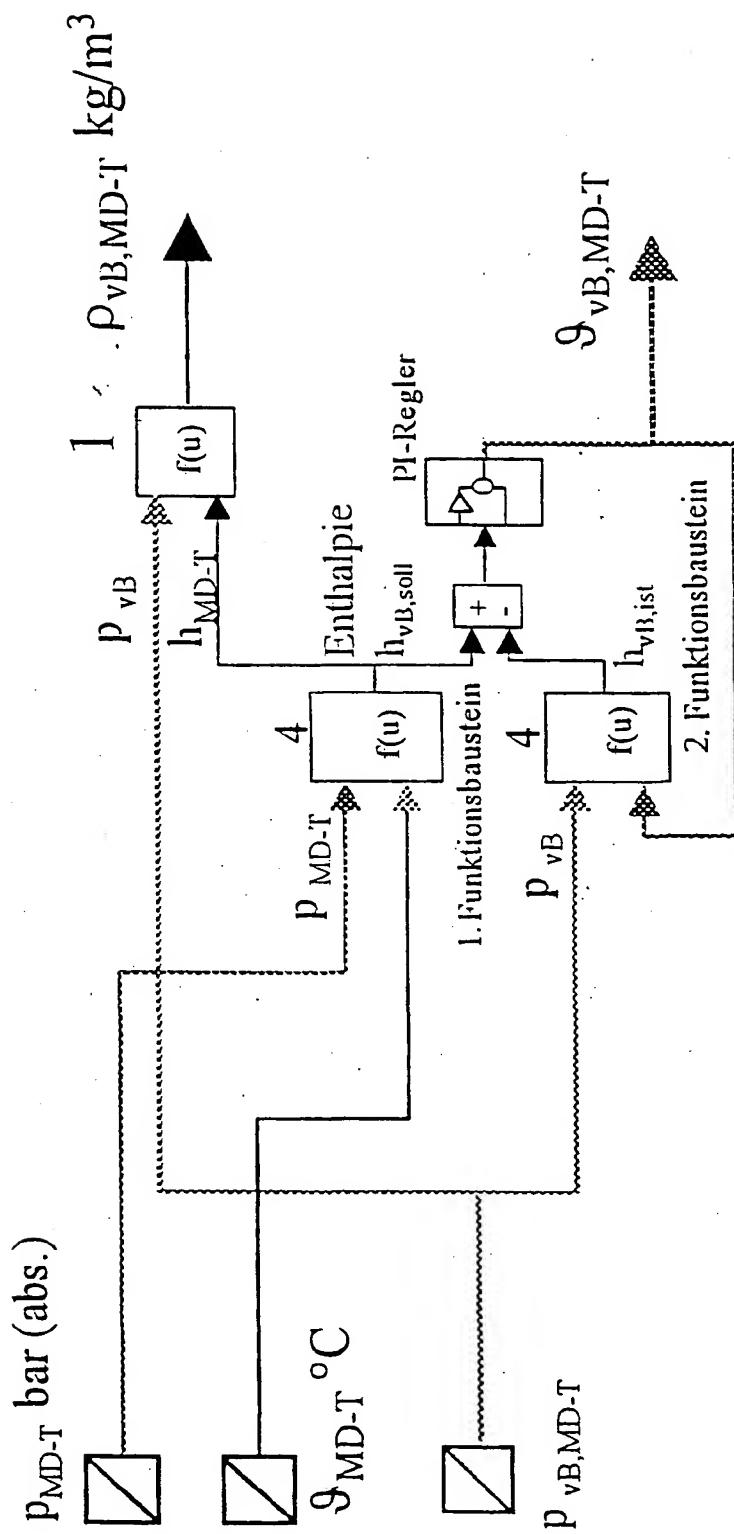


Fig. 8

**Determining steam temperature at critical location of high pressure turbine shafts, employs largely-conventional feedback control parameter measurements, avoiding direct measurement at the critical surface**

Patent Number: DE19910222

Publication date: 2000-09-14

Inventor(s): SINDELAR RUDOLF (DE); VOGELBACHER LOTHAR (DE)

Applicant(s): ABB PATENT GMBH (DE)

Requested Patent: DE19910222

Application Number: DE19991010222 19990309

Priority Number(s): DE19991010222 19990309

IPC Classification: F01D17/02; G05D23/19

EC Classification: F01D17/02

Equivalents:

---

**Abstract**

---

To determine steam turbine shaft temperature, exhaust steam temperature and pressure are measured. Enthalpy of exhaust steam is determined from these values. Steam pressure is measured at the critical location. Enthalpy ahead of the blading is determined from the pressure and specific mass at this location. Steam temperature at the critical location is then determined from the enthalpy and measured pressure before the blading. An Independent claim is included for corresponding equipment carrying out the method.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

Docket # Up Ur. 03/530

Applic. # \_\_\_\_\_

Applicant: Reidiger Focher Law

Lerner and Greenberg, P.A.

Post Office Box 2480

Hollywood, FL 33022-2480

Tel: (954) 925-1100 Fax: (954) 925-1101